Nr. 9. Warszawa, 4 września 1928 r. Rok VI.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 9 do 15.

TREŚĆ: Prof. *W. Borowicz.* Dysze i kryzy spiętrzające przy pomiarach ilości pary. — *R. Madej,* inż. Komora ogniowa. Zeszyt niniejszy zawiera projekt przepisów o budowie kotłów parowych, Druk P. K. N., Nr. U—103.

SOMMAIRE: *W. Borowicz,* proff. L'application des ajutages pour le mesurément du débit de la vapeur. — *R. Madej,* ing. La boîte à feu. — Le numero contient le projet du règlement pour la construction des chaudières à vapeur élaboré par le Comité pour la Normalisation de Pologne.

Prof. Dr. inż. W. BOROWICZ, Lwów.

DYSZE i KRYZY SPIĘTRZAJĄCE PRZY POMIARACH ILOŚCI PARY.

(por. Technika Cieplna, 1928, str. 139).

Tabela 1 do rys. 7.

m	α	m	α	m	α
0,15	0,610	0,40	0,660	0,65	0,795
0,20	0,617	0,45	0,680	0,70	0,845
0,25	0,625	0,50	0,700	0,75	0,910
0,30	0'634	0,55	0,725		
0,35	0,645	0,60	0755,		

Po wprowadzeniu prędkości c_2 według wzoru (6) w równanie (3) otrzymujemy:

$$G = \frac{F_2}{v_1} \alpha \sqrt{2gv_1 \,.\, (P_1 - P_2)} =$$

$$= \alpha \,.\, F_2 \sqrt{\frac{2g\,(P_1 - P_2)}{v_1}} \quad . \; . \; . \; . \quad (7)$$

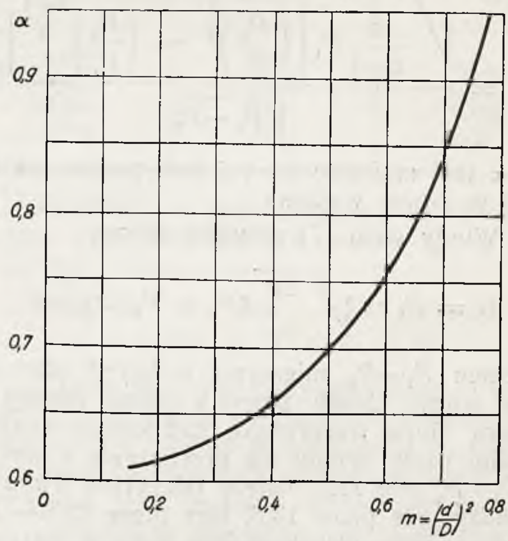
Wzór ten można z dużą dokładnością stosować do pomiarów powietrza i innych gazów lecz przy pomiarach pary wzór ten daje nieco za duże rezultaty, jeżeli różnica $P_1 - P_2$ przekracza pewną dopuszczalną wielkość.

Należałoby*) do wzoru (7)

$$G = \alpha \,.\, F_2 \sqrt{\frac{2g}{v_1}} \sqrt{P_1 - P_2}$$

zamiast $\sqrt{P_1 - P_2}$ wprowadzić wyraz

$$\sqrt{\frac{k}{k-1} P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (8)$$



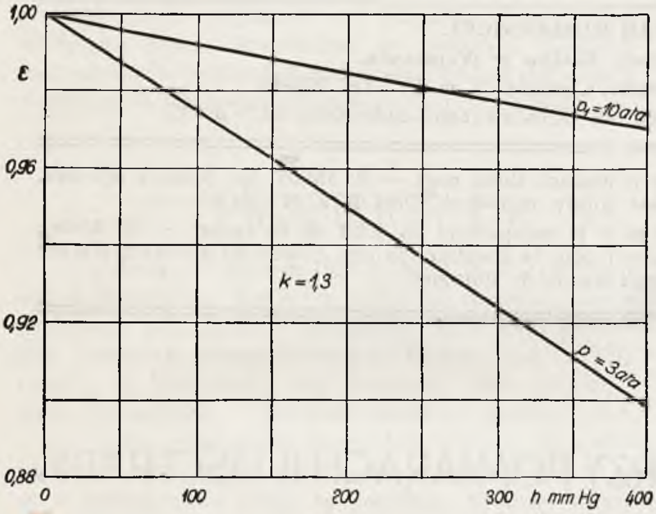
Rys. 7.

ze znanego z termodynamiki wzoru

$$G = F_2 \sqrt{\frac{2g}{v_1}} \sqrt{\frac{k-1}{k} P_1 \left[\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (9)$$

[1]) *Jordan,* Mitteilungen der Wärmestelle № 76, str. 418; Pflaum. Forsch, № 298, str. 24.

Wzór ten uwzględnia właściwości danego czynnika, przepływającego przez kryzę przez wykładnik politropy k oraz przez wyrazy $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}}$ i $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}$ wprowadza jeszcze pośrednio stosu-



Rys. 8.

nek $\frac{v_2}{v_1}$, który przy wyprowadzeniu wzoru (7) był przyjęty jako 1. Wyraz (8) jest nieco niewygodny w użyciu, wobec tego można wprowadzić do wzoru (7) dalszą poprawkę w postaci spółczynnika ε, który oblicza się ze wzoru:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\frac{k}{k-1} P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}{\sqrt{P_1 - P_2}} \quad (10)$$

ε jest mniejsze od 1 i jest podane na rys. 8 i 9 w formie wykresu.

Wtedy wzór (7) przyjmie formę:

$$G = F_2 \alpha \varepsilon \sqrt{\frac{2g}{v_1} (P_1 - P_2)} \; kg/sec$$

przyczem $P_1 - P_2$ mierzymy w kg/m^2 albo *mm* słupa wody. Jeżeli pomiary nasze robimy zapomocą słupa rtęciowego, nad którym znajduje się słup wody, wtedy dla przeliczenia *h mm Hg* na $P_1 - P_2$ *mm* H_2O należy odczytane *h mm Hg* pomnożyć nie przez 13,6, lecz przez 13,6 — 1 = = 12,6. Chcąc otrzymać ilość pary w *kg/godz.* oraz podając średnicę otworu kryzy spiętrzającej zamiast jej przekroju mamy:

$$G = \frac{3600}{10000} \sqrt{2g} \sqrt{12{,}6} \; \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{\frac{h}{v_1}} =$$

$$= 4{,}45 \; \alpha \varepsilon d^2 \sqrt{\frac{h}{v_1}} \; kg/godz. \quad (11)$$

gdzie d mierzymy w *cm*

h „ w *mm Hg*

v_1 odczytujemy z wykresu i—S, albo obliczamy dla p_1 i t_1 według wzoru podanego przez Molliera.

Należałoby jeszcze stwierdzić, w jaki sposób obrać średnicę otworu kryzy spiętrzającej, aby różnica ciśnień h, mierzona w *mm Hg* nie była zbyt wysoka. W tym celu tworzymy wyraz *)

$$\delta = \frac{G}{D^2} \sqrt{\frac{v}{h}} \quad (12)$$

gdzie:

G należy podać w *kg/godz*
D średnicę rurociągu w *cm*
h w *mm Hg*
v w m^3/kg

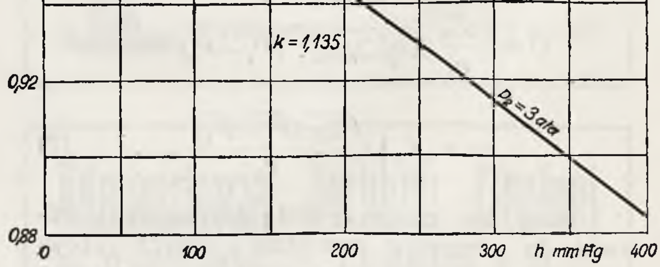
i z krzywej (rys. 10 i tab. 2) znajdujemy

$$\sqrt{m} = \frac{d}{D}$$

Tabela 2 (do rys. 10)

$\sqrt{m} = \frac{d}{D}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\delta = \frac{G}{D} \cdot \sqrt{\frac{v}{h}}$	0,4275	0,59	0,688	0,76	0,823	0,87

Mając D, obliczamy d.



Rys. 9.

Przykład.

Średnica rurociągu 250 *mm*. Ilość pary: $G = 29900 \; kg/godz$, $p_1 = 10 \; ata$, $t_1 = 250°C$. Różnica ciśnień nie powinna przekroczać $h = = 100 \; mm \; Hg$.

---

*) Jordan, podane wyżej źródło, str. 391.

Wstawiamy te dane do wzoru (12)

$$\delta = \frac{G}{D^2} \cdot \sqrt{\frac{v}{h}} = \frac{29900}{25^2} \sqrt{\frac{0,2365}{100}} = 0,233$$

z krzywej na rys. 10 otrzymujemy dla $\delta = 0,233$

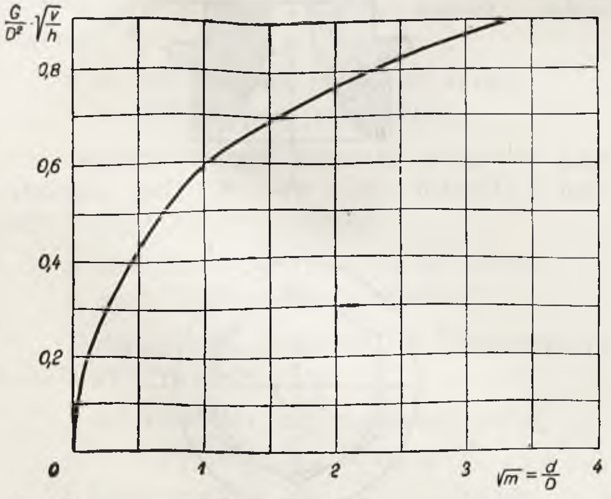
$$\sqrt{m} = \frac{d}{D} = 0,286, \text{ wtedy } d = 0,286 . 250 = 71,6 mm$$

Określenie ilości pary zapomocą kryz spiętrzających posiada tę dogodność, że przyrząd ten można łatwo zrobić i bez znacznych trudności wbudować w dany rurociąg. Pozatem można przez odpowiedni dobór średnicy otworu kryzy, wykonać pomiary przy stosunkowo niedużych różnicach ciśnień przed kryzą i za kryzą. Natomiast ujemną stroną tych pomiarów jest zależność ilości pary od szeregu spółczynników, które trzeba sprawdzać przez wzorcowanie kryz, celem otrzymania dokładnych rezultatów.

Spółczynnik α jest zależny przedewszystkiem od stosunku przekrojów $m = \frac{F_2}{F_1}$, t. j. od stosunku otworu kryzy do przekroju rurociągu, od konstrukcji kryzy oraz od sposobu mierzenia ciśnienia. Zależność tę $\alpha = f\ (m)$ widzimy na rys. 11.

Krzywa $\alpha = f\ (m)$ jest ustalona dla $D = 80$ *mm* rurociągu,*) dla $P_1 = 3$, 5,5, 8 i 11 ata i dla kryzy spiętrzającej według rys. 12 i różni się od krzywej na rys. 7.

Następnie α w granicy od $P_1 = 3$ do 11 *ata* zmienia się bardzo nieznacznie, przyczem



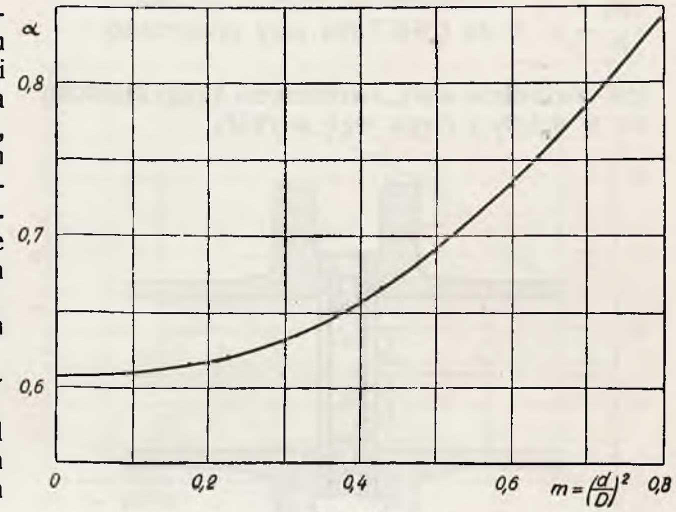
Rys. 10.

różnica leży w granicach dokładności pomiarów. Jak α zachowuje się przy niskich oraz wysokich ciśnieniach nie zostało dotąd jeszcze z dostateczną dokładnością zbadane.

Zależność α od średnicy rurociągu D, jest bardzo znaczna. Wartości otrzymane dla $D_1 = 80$ *mm* i ujęte w rys. 11 nie można przenosić na inne średnice. Pewną prawidłowość przebiegu tej zależności

$$\alpha = f\ (D_1)$$

znajdujemy przy uwzględnieniu grubości s oprawy kryzy spiętrzającej (rys. 12).



Rys. 11.

Okazuje się, że α zależy od $s : D$ i wykazuje pewne minimum, które znowu jest zależne od $m = F_2 : F_1$.

Tabela 3.

m	min α	s : D_1
0,622	0,74	0,23
0,523	0,695	0,26
0,390	0,65	0,301
0,268	0,624	0,33

Pozatem α jest zależne od wymiarów s_r (rys. 12)*) i wzrasta z wzrostem s_r; n. p. dla $m = 0,6$:

$s_r =$ 0 0,5 1,5 3,0 *mm*
$\alpha =$ 0,723 0,73 0,74 0,75

Z tych uwag nad spółczynnikiem α wynika, że kryzy spiętrzające wymagają każdorazowo wzorcowania, o ile chcemy zastosować je do pomiarów przy nieco zmienionych warunkach pracy i jeżeli wymagana jest znaczna dokładność pomiarów.

Dokładność pomiarów pary zapomocą kryz spiętrzających można ocenić na $\pm$ 2%.

II. Otwory.

Pomiary ilości pary zapomocą otworów dają dokładne rezultaty bez wprowadzenia do

*) *Pflaum*, Beitrag zur Mengemessung strömenden Dampfes mittels Stauringen, Forschungsarb., № 298, str. 17.

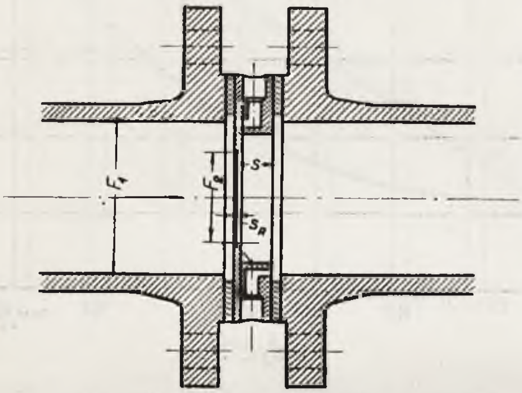
*) Pflaum, str. 22.

obliczenia licznych spółczynników. Badanie nad wypływem pary z otworów zostały przeprowadzone przez szereg uczonych posiadamy więc dostateczny materjał dla określenia spółczynnika $\varkappa$, który w granicach:

$$\frac{P_2}{P_1} = 0 \text{ do } 0{,}5774 \text{ dla pary nasyconej suchej}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 0 \text{ do } 0{,}5457 \text{ dla pary przegrzanej}$$

jest wielkością stałą, określeniem której zajmiemy się w dalszym ciągu tego artykułu.



Rys. 12.

Natomiast w granicach:

$$\frac{P_2}{P_1} = 0{,}5774 \text{ do } 1 \text{ dla pary nasyconej suchej}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 0{,}5457 \text{ do } 1 \text{ dla pary przegrzanej spół-}$$

czynnik $\varkappa$ jest wielkością zmienną i opada według krzywej, której forma jest zbliżona do elipsy.

Ilość pary G w *kg/sek* obliczamy wtedy zapomocą znanego prostego wzoru

$$G = \varkappa . F . \sqrt{\frac{P_1}{v_1}}$$

gdzie: F jest najwęższy przekrój otworu,
P_1 — ciśnienie pary przed dyszą
v_1 — objętość właściwa w tem samem miejscu,

a) ***Forma otworu.***

Otwór, służący do rozprężania pary, powinien mieć taką formę, aby strumień pary po przepływie dalej się nie zwężał. *Bendemann**) używał do swoich klasycznych pomiarów otwory według rys. 13, przyczem stosunek:

$\frac{R}{d}$	=	4,26	4,33	5,4	6,7
d	=	17,84	14,82	10,01	7,61 *mm*
F	=	2,50	1,725	0,787	0,455 cm^2

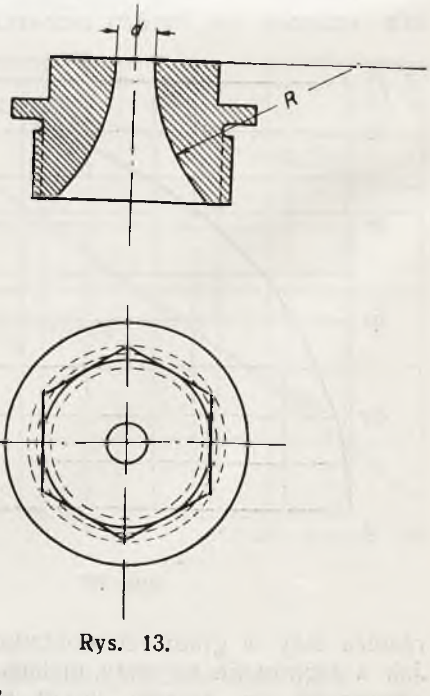
Niektóre firmy, budujące turbiny parowe, dają jeszcze małe zaokrąglenie (r = 1 *mm*) w wylotowym przekroju otworu. Należy uważać, aby brzeg samego wylotowego przekroju był przynajmniej gładki i nie miał ostrych zadziorów. Forma wlotowego zaokrąglenia mało wpływa na pomiary, należy tylko uważać, aby przejście do najwęższego przekroju było stopniowe i równomierne.

Przekrój należy mierzyć zapomocą stalowego stożka (1 : 20), celem określenia najwęższego przekroju F_m. . Dokładność tych pomiarów można doprowadzić do $\pm$ 0,02 *mm*

Wpływ temperatury na przekrój należy również uwzględnić, wprowadzając w obliczenie średnią temperaturę

$$t_m = \frac{t_1 - t_2}{2}$$

Spółczynniki rozszerzania przy $\triangle t = 1^\circ$ *C* dla
żelaza i stali $2\beta = 0{,}000022$
bronzu $= 0{,}000035$
mosiądzu $= 0{,}000038$



Rys. 13.

Przykład.

Pomiary najwęższego otworu wykonanego z mosiądzu przy temperaturze $t_0 = 15^\circ$ *C* wykazały $F = 10{,}7834$ cm^2. Średnia temperatura.

$$t_m = 196^\circ \ C.$$

*) Bendemann Ueber den Ausfluss des Wasserdampfes und über Dampfmengenmessungen. Forschungsarb. 37, str. 17.

Przekrój F' przy tej temperaturze t_m:

$$F' = F\,[1 + 2\beta\,(t_m - t_o)] =$$
$$= 10{,}7834\,[1 + 0{,}000038\,.\,(196 - 15)] =$$
$$= 10{,}8573\ cm^2$$

Przekrój zwiększył się o 0,0739 cm^2, co stanowi

$$\frac{F' - F}{F}\,.\,100 = \frac{0{,}0739}{10{,}7834}\,.\,100 = 0{,}685\%$$

b. spółczynnik $\varkappa$.

Spółczynnik $\varkappa$ dla $\frac{P_2}{P_1} = 0$ do 0,5774 (dla pary nasyconej suchej), względ. do 0,5457 (dla pary przegrzanej) oblicza się podług wzoru:

$$\varkappa = \sqrt{g\,.\,k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \qquad (14)$$

gdzie:

$k = 1{,}035 + 0{,}1x$ dla pary wodnej wilgotnej (ze stopniem wilgotności x)

$k = 1{,}135$ dla pary wodnej nasyconej suchej (przy $x = 1$)

$k = 1{,}3$ dla pary przegrzanej

Mierząc przekrój dyszy w m^2 i ilość pary w *kg/sek* otrzymujemy:

$\varkappa = 1{,}99$ dla pary nasyconej suchej
$\varkappa = 2{,}09$ „ „ przegrzanej

Mierząc przekrój dyszy w m^2, ciśnienie pary w *ata* i ilość pary w *kg/sek*, otrzymujemy:

$\varkappa = 199$ dla pary nasyconej suchej
$\varkappa = 209$ dla pary przegrzanej.

Wkońcu mierząc przekrój dyszy w mm^2, ciśnienie pary w *ata* (lub kg/cm^2) i ilość pary w *kg/godz* otrzymujemy:

$\varkappa = 0{,}716$ dla pary nasyconej suchej
$\varkappa = 0{,}752$ dla pary przegrzanej.

Doświadczenia *Bendemann*'a, *Freudenreich*'a i *Loschge* wykazały

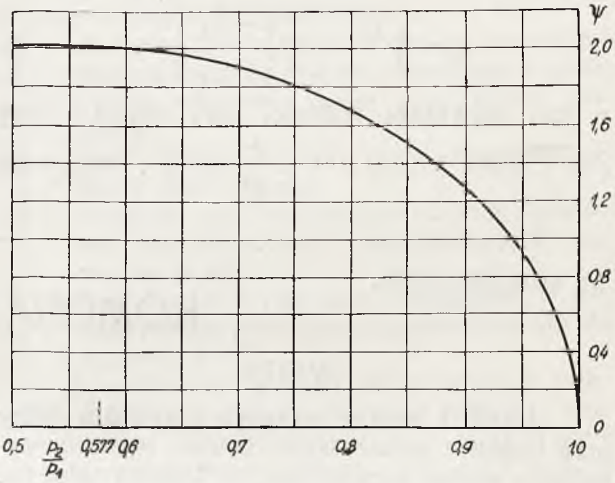
$\varkappa = 2{,}055$ dla pary nasyconej suchej
$\varkappa = 2{,}056$ dla pary przegrzanej.

Spółczynnik $\varkappa$ dla $\frac{P_2}{P_1} = 0{,}5774$ do 1 (dla pary nasyconej suchej) i dla $\frac{P_2}{P_1} = 0{,}5457$ do 1 (dla pary przegrzanej) oblicza się z wzoru *Saint Venant* i *Wantzel*:

$$\varkappa = \sqrt{2g\,.\,\frac{k}{k-1}\,.\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (15)$$

Bendemann bardzo dokładnie zbadał przebieg krzywej $\varkappa = f\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ i zauważył, że praktycznie krzywa $\varkappa = f\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ nieco różni się od teoretycznej *) i może być wykreślona, posługując się liczbami z tabeli 4 (rys. 14).

Zauważyć należy, że *Bendemann* przy tych



Rys. 14.

obliczeniach posługiwał się staremi tabelami dla pary wodnej; przeliczywszy pomiary *Bendemann*'a zapomocą tabel nowszych, umieszczonych w dziele *Stodoli*, otrzymujemy rezultaty bardzo zbliżone do pomiarów *Freudenreich*'a i *Loschge*.

Tabela 4 (rys. 14)

$\frac{p_1}{p_2}$	$\varkappa$	$\frac{p_2}{p_1}$	$\varkappa$	$\frac{p_2}{p_1}$	$\varkappa$
0,997	0,234	0,95	0,922	0,75	1,807
0,995	0,302	0,93	1,080	0,70	1,906
0,993	0,355	0,90	1,268	0,65	1,979
0,990	0,423	0,85	1,505	0,60	2,017
0,97	0,723	0,80	1,677	0,577	2,025

Zamiast krzywej *Bendemanna* $\varkappa$ (rys. 14) możemy obliczyć x posługując się wzorem (16):

$$\varkappa = \frac{\varkappa_1}{1-\beta_s}\sqrt{1 - 2\beta_s\left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right) - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2} \qquad (16)$$

albo wprowadzając znakowanie

$$\frac{P_2}{P_1} = \beta$$

*) Forschungsarbeiten № 37, str. 38.

otrzymujemy:

$$\varkappa = \frac{\varkappa_1}{1-\beta_s}\sqrt{1 \; 2\beta_s(1-\beta) - \beta^2} =$$

$$= \varkappa_1 \sqrt{1 - \left(\frac{\beta - \beta_s}{1-\beta_s}\right)^2}$$

albo

$$\varkappa = \varkappa_1 \, . \, \xi$$

gdzie

$$\xi = \sqrt{1 - \left(\frac{\beta - \beta_s}{1 - \beta_s}\right)^2}$$

$\varkappa_1$ jest najwyższa wartość, jaką osiąga $\varkappa$ przy $\xi = 1$, jeżeli $\beta = \beta_s$, t. j. $\frac{P_2}{P_1} = \beta_s$, natomiast $\varkappa$ jest wielkością zmienną i zależną od $\frac{P_2}{P_1}$. *Bendemann* wprowadza $\varkappa_1 = 2{,}03$, $\beta_s = 0{,}545$ i otrzymuje*) dla

$$\varkappa = \frac{2{,}03}{1 - 0{,}545}\sqrt{1 - 1{,}09\,(1-\beta) - \beta^2}$$

$$= 4{,}462\sqrt{1 - 1{,}09\,(1-\beta) - \beta^2} \quad (18)$$

mierząc G w *kg/sec*, p w *kg/cm²* i F w m².

Wzór (18) *Bendemanna* jest znacznie wygodniejszy w użyciu niż wzór *St. Venant i Wantzel* i daje rezultaty więcej zbliżone do jego praktycznej krzywej. *(d. c. n.)*

*) Forschungsarbeiten Nr 37, str. 40,

Inż. RUDOLF MADEJ.

KOMORA OGNIOWA.

WSTĘP.

Jeden z bardzo ważnych czynników, który przy budowie najnowszych kotłów wysoko wydajnych wielką odegrał rolę, to komora ogniowa. Przez dłuższy czas sprawa komory ogniowej, jako części składowej paleniska, nie była należycie doceniana i dopiero w związku z budową najnowszych kotłów o dużej wydajności okazało się, że gdy mowa o palenisku, to nie można pominąć milczeniem komory ogniowej. Jej wielkość, ukształtowanie i położenie względem powierzchni ogrzewalnej kotła w procesie spalania paliwa i przechodzenia ciepła, muszą być należycie docenione i uwzględnione. Aby osiągnąć najlepszy efekt cieplny w nowobudowanem, czy przebudowywanem palenisku, paliwo, ruszt i komorę ogniową musimy uważać za całość. Najlepszy kocioł i najodpowiedniejszy dla danego paliwa ruszt — nie dadzą dobrych wyników, gdy będzie zła komora ogniowa.

W palenisku odbywa się przemiana energji chemicznej, zawartej w paliwie, na energję cieplną. Zadaniem urządzenia kotłowego jest uskutecznienie tej przemiany z możliwie najmniejszemi stratami i w ten sposób, by jaknajwiększa część wywiązującego się ciepła przeszła do wody i pary wodnej. W tym celu z jednej strony powinno nastąpić całkowite i bez strat spalenie paliwa, by przemiana jednej formy energji w drugą była zupełna, a z drugiej — stworzenie odpowiednich warunków przechodzenia ciepła do wody i pary.

Proces spalania jest tem szybszy, im wyższa jest temperatura, ale tylko do pewnych granic, gdyż przy zbyt wysokich temperaturach zaczyna się znowu dysocjacja produktów spalenia na pierwotne składniki. N.p. pr y spalaniu wodoru przy pewnej temperaturze ustalać się będzie równowaga w myśl równania:

$$H_2 + O = H_2O$$

t.j., do pewnej temperatury wodór będzie się spalał w całości na wodę i w tej formie ustalać się będzie równowaga, powyżej tej temperatury część H_2O znowu zacznie się rozkładać na H_2 i O i dla danej temperatury będzie zachodzić równowaga tych trzech składników w myśl formuły:

$$H_2 + O \rightleftarrows H_2O$$

Innemi słowy, wodór spala się w całości na H_2O, ale równocześnie pewna część tej pary wodnej rozkłada się z powrotem na pierwotne składniki i ustala się taka równowaga, która odpowiada danej temperaturze. Ale gdy przy spalaniu mamy wywiązywanie się ciepła, to dysocjacja jest połączona z jego pochłanianiem, a więc z procesem odwrotnym do tego, o który nam właśnie chodzi. Podobne procesy zachodzą i przy spalaniu węgla.

Dysocjacja gazów w palenisku poniżej 1500°C jest jednak tak minimalna, że można jej nie brać w rachubę.

Przechodzenie ciepła.

Proces przechodzenia wywiązującego się w palenisku ciepła do wody i pary, jest także ściśle zależny od temperatury, jak to określają poniższe wzory:

a) przez przewodzenie:

$$Q_1 = k \, . \, F \, . \, (t_2 - t_1)$$

gdzie oznacza:

Q_1 — ilość ciepła przechodzącego przez przewodzenie w *kal/godz.*
F — powierzchnię ciała, odbierającego ciepło w *mm²*
t_1 — temperaturę „ „ „ „ °C
t_2 — „ spalin „ °C
k — spółczynnik przechodzenia ciepła w *kal/m² godz/1°C*

b) przez promieniowanie:

$$Q_2 = c \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]$$

przyczem oznacza:

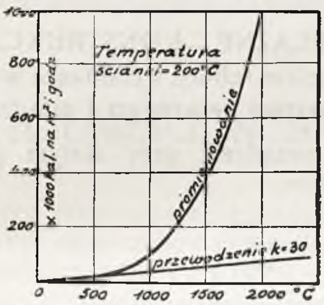
Q_2 — ilość ciepła, wymienianego przez promieniowanie;

T_2 — temperaturę bezwzględną ciała odbierającego ciepło przez promieniowanie w ^0C;

T_1 — temperaturę bezwzględną ciała promieniującego w ^0C;

c — stałą promieniowania, charakterystyczną dla każdego ciała.

Jaka ilość ciepła przechodzi jedną i drugą drogą, najlepiej zilustruje poniższy wykres, podający ilość ciepła wymienianego przez przewodnictwo i promieniowanie w zależności od temperatury.



Rys. 1.

Widzimy tu bardzo szybki wzrost przechodzenia ciepła przy wyższych temperaturach i to w pierwszym rzędzie przez promieniowanie. Według *Bancel*'a*) ilość ciepła, przechodząca do powierzchni ogrzewalnej, poddanej promieniowaniu, wynosiła:

przy temp. 1400°C—275000 *kal/m²/godz.*
„ „ 1530°C—415000 „
„ „ 1650°C—550000 „

przyczem temperatura wody wynosiła 205°C. Przy wzroście temperatury z 1400°C o 17,85% ilość ciepła wypromieniowanego wzrosła o 100%, czyli podwoiła się. Z tego wynikałoby, że z temperaturą komory ogniowej należy iść możliwie wysoko, gdyż wtenczas otrzymujemy duże jednostkowe natężenie powierzchni ogrzewalnej, a co zatem idzie, dla pewnej określonej ilości pary mniejszą powierzchnię ogrzewalną kotła, a więc i mniejsze koszta zakładowe. Tu wchodzą w grę różne czynniki, które musimy rozważyć i uwzględnić.

Temperatura komory ogniowej.

Przy założeniu, że następuje zupełne spalanie doprowadzonego paliwa, zależy ona:

1. od wartości opałowej paliwa;
2. od wilgotności paliwa;
3. od nadwyżki powietrza;
4. od obciążenia rusztu (powierzchni ogrzewalnej);
5. od wielkości powierzchni ogrzewalnej, poddanej promieniowaniu płomienia i położenia komory ogniowej do powierzchni ogrzewalnej kotła;
6. od temperatury powietrza, doprowadzonego do spalania.

Określa to wzór:

$$t = \frac{B.\ W - S.\ Fs}{B.\ G.\ c_p} + t_p$$

w którym oznacza:

t temperaturę w komorze ogniowej w ^0C

W — wartość opałową paliwa w *kal/kg;* lub *kal/m³*;

B — ilość paliwa w *kg* (lub *m³*) spalonego w godz;

c_p — ciepło właściwe spalin przy stałem ciśnieniu;

S — ilość ciepła, pobraną przez promieniowanie w *kal/m²*/godz;

Fs — wielkość powierzchni ogrzewalnej, poddanej bezpośredniemu promieniowaniu płomienia w m^2;

G — ilość spalin z 1 *kg* lub 1 *m³* paliwa, w *m³*;

t_p — temperaturę powietrza, doprowadzonego do spalania w °C;

Z wartością opałową temperatura w palenisku rośnie w prostym stosunku, czyli przy spalaniu paliw wysokokalorycznych otrzymujemy wyższą temperaturę spalania, niż przy użyciu paliwa o niskiej wartości opałowej.

Wilgotność paliwa.

Zbyt duża wilgotność paliwa wpływa niekorzystnie na przebieg spalania, a także i na temperaturę w komorze ogniowej. Badania *Oberhoffera* i *Piwowarsky*'ego*) nad wpływem wilgotności przy spalaniu koksu wykazały, że zawartość w paliwie 7—8% wody (co odpowiada ∼ 10 gr wody w 1 *m³* powietrza doprowadzonego do spalania) jest korzystna przy procesie spalania. Przy takich warunkach temperatura wzrosła o 50 — 65 °C, w odniesieniu do temperatury spalania suchego koksu w suchem powietrzu. Dodatni wpływ pewnej zawartości wilgoci szczególnie daje się zauważyć przy niektórych węglach chudych, które wogóle palą się tylko wtedy gdy są zwilżone. Przy wilgotności większej, aż do 12%, wysokość temperatury nie ulega zmianie, ale powyżej tej wartości temperatura zaczyna się obniżać.

Wyników tych nie można zbytnio uogólniać, gdyż np. przy węglu gazującym mamy jeszcze spalanie gazu, którego przy koksie nie było. W każdym jednak razie para wodna prawdopodobnie przyśpiesza także spalanie gazu. Dla *CO* para wodna jest katalizatorem; bez niej tlenek węgla nie spala się wogóle. Doprowadzenie pod ruszt, i to głównie w drugiej jego połowie, pary wodnej, której ilość odpowiadałaby powyżej wskazanej wilgotności spalanego paliwa, ze względu na te cechy dodatnie, jak chłodzenie rusztu, łatwe usuwanie żużla i korzystny wpływ na proces spalania, należy uważać za korzystne. (d. c. n.)

*) Arch. f. W. 1928. str. 129.

*) Stahl und Eisen 1926.